

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh konstrukce šlapací káry

Pedal cart design

Student:
Vedoucí bakalářské práce:

Vojtěch Černoch
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Černoch**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: **Návrh konstrukce šlapací káry**
Pedal Cart Design

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh šlapací káry. Šlapací kára bude určena pro rekreační a volnočasové aktivity.

Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

Výchozí parametry:

počet dopravovaných osob - 4 (řazení 2+2 za sebou - dvě zadní sedadla určena pro řidiče a spolujezdce, přičemž oba pohánějí káru pedály, přední dvě sedadla pouze pro sezení)
nosnost káry 350 kg
rozměry: délka: 200 cm, šířka: 120 cm, výška: 110 cm

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční opracování nosného rámu, konstrukce řízení, systému brzdění a pohonu včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 1xA0 doplněnou výrobním výkresem vybrané části navrženého mechanismu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: J *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení.* Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- [6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

[7] Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 12.5. 2020.



.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědomý, že na tuto mojí závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále je Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ku své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 12.5. 2020.


.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vojtěch Černocho
Životice u Nového Jičína 7

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ČERNOCH V. *Návrh konstrukce šlapací káry: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 48s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem šlapací káry pro čtyři osoby – 2 dospělé a 2 děti. Na začátku je proveden průzkum trhu šlapacích kar, kde jsou popsány různé druhy šlapacích kar na trhu. Následuje výběr variant čtyř navrhovaných částí a mechanismů šlapací káry. Poté jsou uvedeny konkrétní návrhy těchto komponent a jejich koncepty, na jejichž základně je zpracována samotná konstrukce. Šlapací kára je doplněna nakupovanými komponenty. Dále je obsahem práce výpočtová část, vycházející ze vstupních parametrů a ověřující bezpečnost a spolehlivost konstrukce. Závěrem je technická zpráva, která rekapituluje konstrukci navržených částí a mechanismů šlapací káry. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci navrhovaných částí, sestavy a 3D model šlapací káry.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ČERNOCH V. *Pedal cart design: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 48p. Thesis head: Kovář, L.

This Bachelor thesis deals with pedal cart design for four people – 2 adult and 2 children. The beginning is conducted market research, where are described various classes of pedal cart on market. The Following is a selection of options of four proposed pedal cart parts and mechanisms. Then are given the specific designs of these components and their concepts, on the basis of which the construction is processed. Pedal cart is completed by purchased components. Further the thesis contents a calculation part, based on input parameters and verifying the safety and reliability of the construction. In conclusion there is a technical report that recapitulates construction of proposed pedal cart parts and mechanisms. The appendix contains the drawing documentation of the proposed parts, the assembly a and the 3D pedal cart model.

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této bakalářské práce.

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů	10
Úvod.....	12
1 Průzkum trhu	13
1.1 Rozdělení šlapacích kár	13
1.2 Zvolená šlapací kára	15
2 Návrh konstrukce rámu, řízení, pohonu a brzdového systému	16
2.1 Druhy rámu	16
2.1.1 Návrh konstrukce rámu	17
2.2 Varianty řízení	18
2.2.1 Návrh řízení šlapací káry	20
2.3 Návrh pohonu	20
2.4 Návrh brzdového systému	22
3 Konstrukce rámu, řízení, pohonu a brzdy.....	23
3.1 Konstrukce rámu.....	23
3.2 Konstrukce hřebenového řízení	25
3.3 Konstrukce pohonu	26
3.4 Konstrukce pákové brzdy	27
4 Vstupní parametry	28
4.1 Hmotnosti osob	28
4.2 Síla působící na pedál.....	29
4.3 Poloha těžiště	29
4.4 Maximální rychlost.....	29
5 Nakupované komponenty	30
5.1 Pedálová klika SR SUNTOUR.....	30
5.2 Pedály Force F 910	30
5.3 Volant	31
5.4 Kolo 18X8.5X8“	31
5.5 Plastic seat	32
5.6 Další nakupované součástky	32

6	Výpočet hlavních charakteristik	33
6.1	Pohon káry	33
6.2	Řízení káry	35
6.2.1	Návrh hřebenové hřídele	37
6.3	Výpočet namáhání rámu	37
6.3.1	Výpočet svarů	39
6.3.2	Statická analýza rámu	40
6.4	Výpočet brzdy	41
7	Technická zpráva	42
7.1	Funkce rámu	42
7.2	Funkce a fungování řízení	42
7.3	Funkce pohonu	43
7.4	Funkce pákové brzdy	44
8	Závěr	45
9	Literatura	46
10	Seznam příloh	48

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Jednotky	Význam symbolu
A	m	Osová vzdálenost ozub.kol
F	N	Obvodová síla hnacího kola
F₁	N	Celková tahová síla
F_a	N	Axiální síla
F_b	N	Brzdná síla
F_c	N	Tahová síla F _c
F_k	N	Síla působící na zadní kolo
F_m	N	Tahová síla F _m
F_n	kg	Zátěž (šlápnutí na pedál)
F_n	N	Normálová síla
F_o	N	Osová síla šroubu
F_{oz}	N	Síla na ramenu oz. kola
F_{př}	N	Síla půs. na přední část káry
F_{pt}	N	Síla při přetržení řetězu
F_r	N	Radiální síla
F_t	N	Obvodová síla řídící tyče
F_{TZ}	N	Obv. síla půs. na šroub
F_v	N	Vstupní síla (šlapání)
F_z	N	Zajišťující síla
F_{za}	N	Síla půs. na zadní část káry
L_{př}	mm	Délka př. části od těžiště
L_{za}	mm	Délka zad. části od těžiště
M_k	Nm	Kroutící moment řídící tyče
M_o	Nm	Ohyb. moment v patě zubu
M_{oFpř}, M_{oFza}	Nmm	Oh. moment částí káry
M_{sp}	Nm	Moment síly pohonu
M_{TZ}	Nmm	Obv. moment šroubu
P₁	W	Výkon vyvolaný šlapáním
P_w	W	Výkon řídící tyče
R₂	m	Poloměr hnacího oz. kola
Re	MPa	Mez kluzu
W_k	Mm ³	Modul průřezu šroubu
W_{oSVx1}, W_{oSVx2}	mm ³	Modul průřezu svaru

a	mm	Výška svaru
d, R₁	m	Délka os děr pedálové kliky
d₃'	mm	Pevnostní kritérium pro d ₃
d_p	mm	Roztečná kružnice pastorku
f_d, f_s	-	Součinitele smyk. tření
g	m.s ⁻²	Grav. zrychlení
h	-	Průhyb řetězu
k	-	Součinitel bezpečnosti řet.
k₃	-	Přev. souč. pro kout. svar
k_s	-	Souč. statické bezpečnosti
k_s	-	Statická bezpečnost
l₁, l₂	mm	Délka svaru
m₁	kg	Hmotnost 1 m řetězu
m_{max}	kg	Max. hmotnost celk. zátěže
m_p	kg	Hmotnost přední nápravy
n_{max}	min ⁻¹	Max. otáčky kola káry
n_{vo}	min ⁻¹	Otáčky otočení volantu
r₁	m	Poloměr hnaného oz. kola
r₂	m	Poloměr kola
s_{vo}	m	Dráha max. otočení volantu
t_{vo}	s	Čas max. otočení volantu
t_z	S	Čas zastavení káry
v_{max}	m.s ⁻¹	Max. rychlost káry
α_{wt}	°	Valivý úhel záběru
α_{zš}	°	Zvolený úhel záběru šlapání
β	-	Koeficient krutu šroubu
β_z	°	Úhel sklonu zubu
γ	°	Úhel nakloněné vozovky
σ_d	MPa	Normálové napětí (šroubu)
σ_{red}	MPa	Redukované napětí šroubu
τ	MPa	Smykové napětí (šroubu)
τ₁₁, τ₁₂	MPa	Ohybové napětí svaru
τ_{1DSV}	MPa	Dov. ohyb. napětí pro svar
φ'	°	Redukovaný třecí úhel záv.
ψ	°	Úhel stoupání závitu

Úvod

S mechanicky poháněnými šlapacími kárami nemůžeme regulérně na silnice a pozemní komunikace. K tomu jsou určeny jiné povrchy ať už závodiště, nebo kdekoli v přírodě na poli, v lese... V této škále chci navrhnout šlapací káru určenou pro rodiny – ideálně rodiče s dvěma dětmi.

S touto idejí jsem se rozhodl užívání káry redukovat na prostory, jako jsou hotelové resorty, zámecké parky a jiné soukromé areály, na které se nevážou žádné silniční i jiné zákony. Pro tento záměr se bude prototyp káry dávat vyrábět na zakázku.

Chci, aby navržená kára dělala rodinám radost svým vzhledem, jednoduchostí a účelem užívání. Proto jsem se snažil dbát i na estetiku a design.

Při jízdě na káře neplatí zákaz konzumace alkoholu, proto si lze jízdu užít bez omezení.

1 Průzkum trhu

V dnešní době není obtížné si pořídit šlapací káru. Většinou se však setkáme se šlapacími kárami pro děti, ovšem jsou káry určené také i pro dospělé nebo pro rodinu s dětmi. Existuje mnoho výrobců, mezi nejznámější firmy patří například Exit Toys, Berg Toys, Kettler, Bopster či HOMCOM.



Obrázek 1.1 - Šlapací kára Bopster [1]

1.1 Rozdělení šlapacích kár

Šlapací káry můžeme rozdělit podle věku uživatele či podle konstrukce.

- a) Vozítka pro nejmenší ve věku 10-30 měsíců – jedná se o plastovou konstrukci malého vozítka, které mohou i nemusí obsahovat pedály, dítě se může nohama odrážet od země a tím se pohybovat. Řízení je velmi jednoduché.



Obrázek 1.2 - Dětské vozítko [2]

- b) Šlapací káry pro děti ve věku 2-5 let – tyto káry jsou velmi malých rozměrů, uzpůsobeny i pro nerovný terén. Sedadlo je nastavitelné podle velikosti dítěte. Podvozek a kola se přizpůsobují nerovnostem, tudíž nehrozí kolize.



Obrázek 1.3 - Šlapací kára Jeep [3]

- c) Tříkolá kára typu chopper – vyrábějí se pro jednoho ale i pro dvě děti do dvanácti let. Konstrukce je z velkého trubkového rámu se šlapadly pouze pro řidiče. Tato kára je vhodná pouze pro rovný terén.



Obrázek 1.4 - Chopper Berg [4]

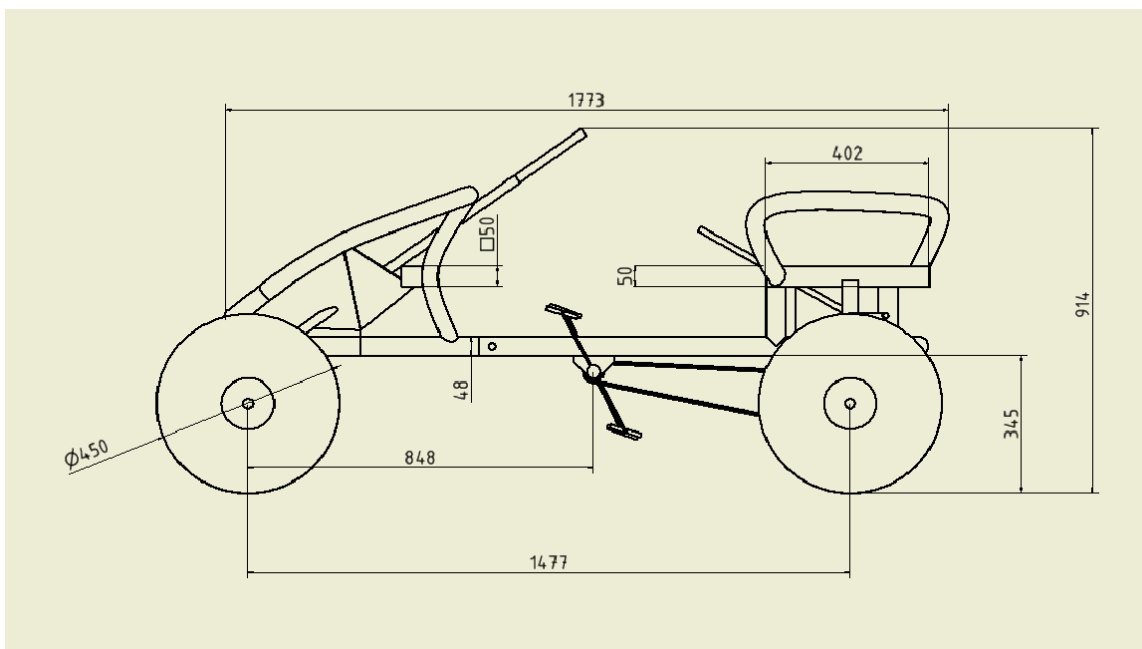
- d) Šlapací káry klasického stylu – tyto káry připomínají spíše zmenšenou podobu historického automobilu. Vhodné jsou především pro milovníky tohoto stylu a období. Slouží hlavně na okrasu, jako sběratelský kousek, ale může v nich jezdit jeden člověk.



Obrázek 1.5 - Kára v klasickém stylu [5]

1.2 Zvolená šlapací kára

Po konzultaci s vedoucím mé bakalářské práce, jsem si zvolil navrhovat konstrukční řešení šlapací káry pro 4 osoby, respektive pro 2 dospělé a 2 děti. Měl jsem určitou představu, ze které jsem vytvořil koncept (viz. obr. 1.6). Následně jsem pracoval s touto představou ve snaze postupně vytvořit konečný produkt.



Obrázek 1.6 - Výkres konceptu zvolené šlapací káry

2 Návrh konstrukce rámu, řízení, pohonu a brzdového systému

V této kapitole popisují navrhování hlavních částí šlapací káry, spadá zde návrh konstrukce rámu, návrh druhu řízení, typ pohonu a brzdový systém. Ve všech oblastech jsem se snažil vybrat nejvhodnější variantu pro následné konstrukční řešení a výpočty jednotlivých charakteristik.

2.1 Druhy rámu

U šlapacích kár jsou rámy konstruovány specificky vzhledem k účelu dané káry. Druh rámu se odvíjí od základních druhů automobilových rámu.

- Rám žebřinový (obdélníkový) – Tento druh rámu tvoří dva podélné otevřené nebo uzavřené nosníky, pro větší pevnost jsou spojeny příčnickovými profily nejčastěji svařem. Výhodou je stabilita a vhodnost pro jízdu v terénu. Nevýhodou je, že tato konstrukce není moc vhodná pro šlapací káry, nýbrž pro motokáry. [10]



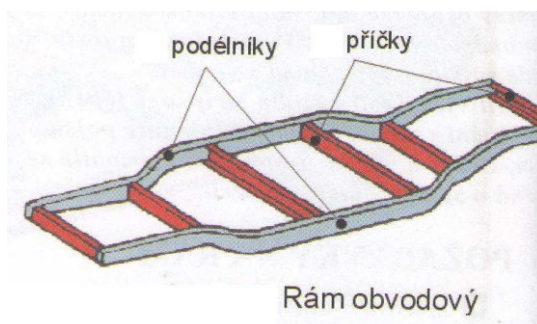
Obrázek 2.1 - motokára s obdélníkovým rámem [11]

- Rám páteřový – Základem je jeden dlouhý nosný profil, může to být trubka nebo i hranatý dutý profil, který je z obou stran zakončen navařenými vidlicemi pro uchycení kol, zpravidla ze stejných profilů. Výhody jsou malé náklady na výrobu a jednoduchost provedení, taktéž se hodí pro jízdu v terénu. Nevýhodou může být nižší stabilita. [10]



Obrázek 2.2 - šlapací kára s páteřovým rámem [12]

- Rám obvodový (perimetrický) – Podélné nosníky jsou uprostřed rozšířené a po krajích jsou k sobě blíže, tvoří se hlavně z ocelových trubek, ale mohou být i s hranatých profilů. Podélné nosníky mohou být zpevněny příčnými. [10]



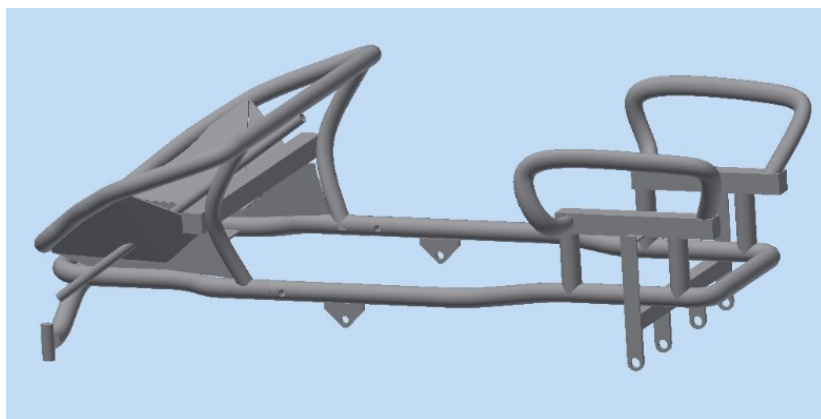
Obrázek 2.1 - obvodový rám [13]

Výhodou tohoto rámu je, že má karoserie lehčí nosnou konstrukci, dá se využít jak v terénu, tak i na rovném povrchu a pro snadnější zhotovení může být rám rozdělen na dvě části rozdělené v rozšíření a spojené šrouby. [13]

2.1.1 Návrh konstrukce rámu

Zvolil jsem obvodový druh rámu, jelikož je nejvhodnější ze tří zmíněných možností pro konstrukci šlapací káry pro čtyři osoby. Tento druh rámu jsem volil i z dalších důvodů. Jedním je designové provedení, dále také protože splňuje účel v částech, které by mohly být nahrazeny plastovými komponenty například držadla u sedaček či samotná kostra káry. Kruhové trubky jsou zvoleny z důvodu jednoduchého ohýbání na CNC (Computer Numeric Controll) ohýbačkách trubek, lehké svařitelnosti a poměrné pevnosti při zatížení.

Rám se skládá ze dvou částí – přední a zadní. Jsou spojeny ve dvou podélných trubkách šroubovými spoji. Obě části rámu jsou složeny ze svářených ocelových trubek, z nichž jsou některé ohýbané. Výjimku tvoří jeden příčný a dva podélné jákly čtvercového průřezu, které slouží pro uchycení sedadel. Zadní sedadla jsou v podélném směru nastavitelná pro montáž.



Obrázek 2.2 – Koncept modelu rámu

2.2 Varianty řízení

Řízení se skládá z volantu, volantové hřídele a převodovky řízení, jejíž účelem je měnit otáčivý pohyb volantu na natočení kol a také zvyšovat točivý moment dle typu převodu.

Druhy převodovek řízení:

- Maticová.
- Šneková.
- Hřebenová.

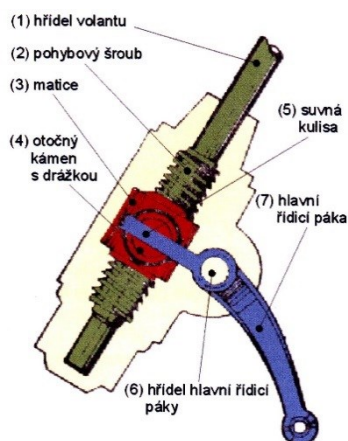
Maticová převodovka – Matice se pohybuje po závitu pohybového šroubu vlivem jeho otáčení. Matice pak dále převádí posuvný pohyb přes kulisu na řídící páky a kola. [7]

Výhody:

- velký silový převod,
- nepřenáší se rázy do volantu.

Nevýhody:

- složitost konstrukce,
- nutnost seřizování,
- velké třecí odpory [7].



Obrázek 2.3 - maticová převodovka [6]

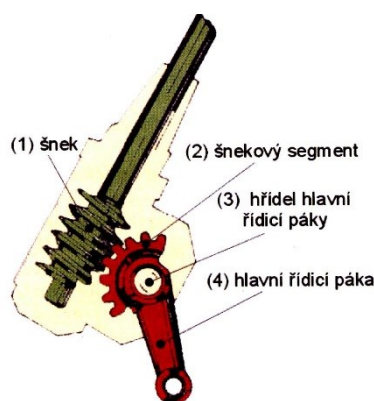
Šneková převodovka (se segmentem) – Pohybem volantu se šnekový šroub otáčí a stejně tak i ozubením spojený šnekový segment, který je hřídelí spojený s hlavní řídící pákou, jež otáčí kola. [6]

Výhody:

- velký převod,
- nepřenáší se rázy do volantu,
- malá ovládací síla.

Nevýhody:

- náročná výroba soukolí,
- nutnost seřizování [7].



Obrázek 2.4 - Šneková převodovka (se segmentem) [6]

Hřebenová převodovka – Hlavní části hřebenové převodovky jsou hřebenová (ozubená) tyč a ozubený pastorek. Otáčivý pohyb pastorku se mění pohyb posuvný vratný. Ozubená tyč přenáší řídicí pohyb prostřednictvím řídicích a spojovacích tyčí a páky řízení na svislé čepy. Hřebenová tyč tvoří jedno rameno lichoběžníku řízení. Převodový poměr je dán průměrem pastorku a počtem zubů.

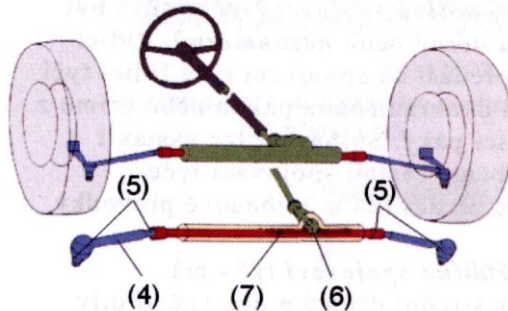
Toto řízení je přímé, to znamená, že na něj působí jen síla řidiče. Řídí se otáčivým pohybem volantu. [7]

Výhody:

- přesné řízení,
- jednoduchý lichoběžník řízení,
- bez nároku na seřizování,
- konstrukční jednoduchost.

Nevýhody:

- přenos rázů do řízení [7].

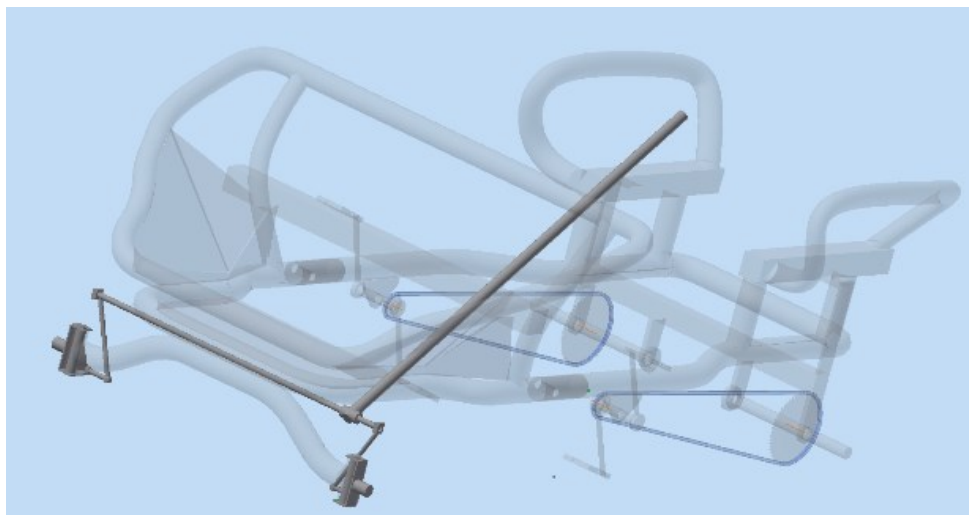


Obrázek 2.5 - schéma hřebenového řízení ve vozidle [6]

4 – spojovací řídicí tyč, 5 – kulový kloub, 6 – pastorek, 7 – hřebenová tyč

2.2.1 Návrh řízení šlapací káry

Zvolil jsem řízení hřebenové, hlavně z důvodu, že je ze zmíněných variant konstrukčně nejjednodušší, stejně tak i se zakomponováním do celkové konstrukce šlapací káry. Také vzhledem k výhodám a nevýhodám oproti řízení se šnekovou a maticovou převodovkou. Jediná nevýhoda, kterou je přenos rázů do řízení, se dá zanedbat, jelikož se šlapací kára nebude nikdy pohybovat moc rychle, tudíž si rázů půjde stěží povšimnout.



Obrázek 2.6 – Koncept modelu řízení

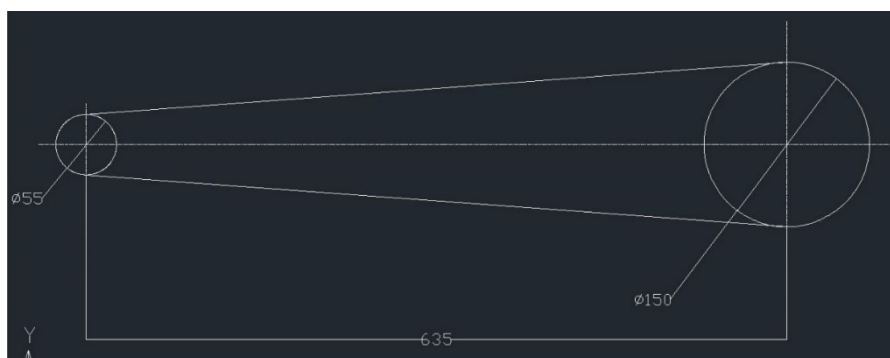
2.3 Návrh pohonu

Druhy mechanických pohonů:

- řetězový pohon,
- pásový pohon,
- hřídelový převod.

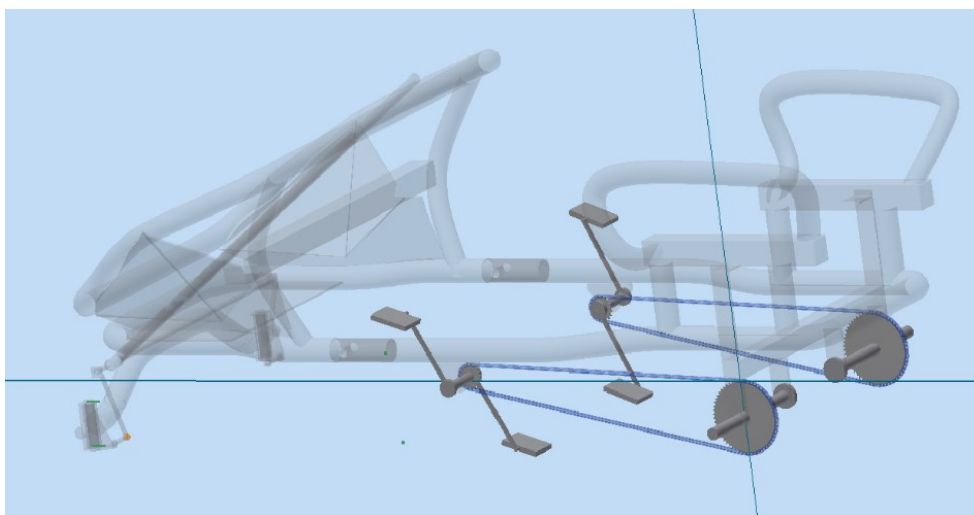
Jako pohon jsem zvolil jednoduchý řetězový převod, ovládaný šlapáním. Vzhledem k mechanickému pohánění šlapací káry je to jednoduchá a úsporná varianta a dá se říct, že i nejvhodnější, jelikož například hřídelový převod nebo pásový pohon působí velmi neprakticky, v podstatě se dnes již pro takovýto účel nepoužívají.

Šlapání je umožňováno pedály, a to jak na straně řidiče, tak i spolujezdce. Převodový systém je s volnoběhem – to znamená, že pokud jsou nohy v klidu během jízdy, pedály se nepřetáčejí.



Obrázek 2.7 – Koncept náčrtu převodu

Menší ozubené kolo má 19 zubů a to větší 57 zubů, jsou tedy v poměru 1:3. Tento poměr jsem zvolil z důvodu menšího vynaložení síly při šlapání a pohánění i plně obsazené káry. Stejně tak k optimalizaci následných výpočtů.



Obrázek 2.8 – Koncept modelu řetězového pohonu

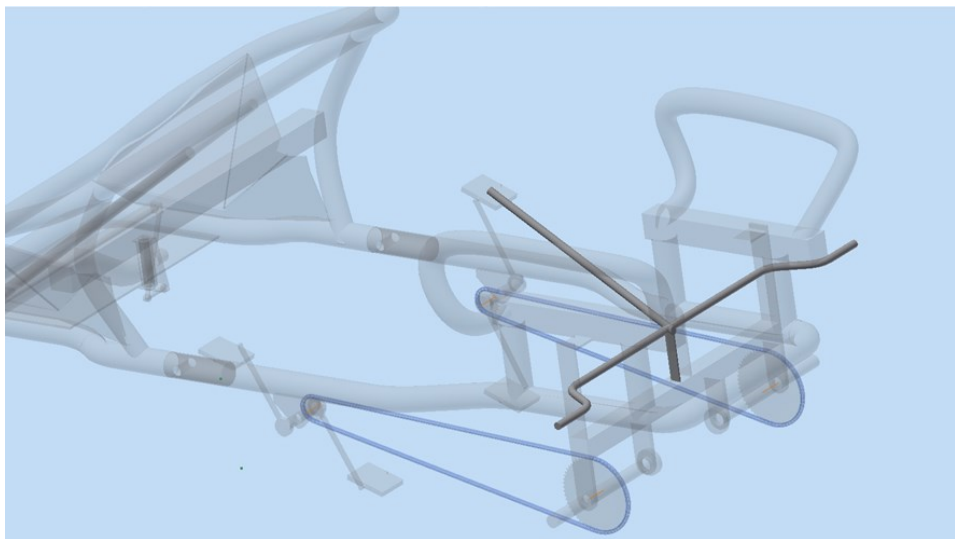
2.4 Návrh brzdového systému

Varianty brzd:

- čelistové brzdy,
- kotoučové brzdy,
- páková brzda.

Vzhledem k jednoduchosti pohonu jsem zvolil také jednoduchý systém brzd. Jedná se o ruční brzdu pákového systému – přitáhnutím páky nahoru, dojde k vklouznutí plíšku do drážky a kruhová tyč se tře o plášť kola, čímž brzdí. Po zastavení slouží také jako parkovací brzda – brání rozjetí káry.

Dalšími možnostmi byly čelistové či kotoučové brzdy. Oba případy jsou určitě efektivnější, avšak se moc nesetkají s praktičností v případně káry s mechanickým pohonem, kdy takové brzdy nejsou zapotřebí, resp. vzhledem k ceně a složitosti zakomponování.



Obrázek 2.9 – Koncept pákové brzdy

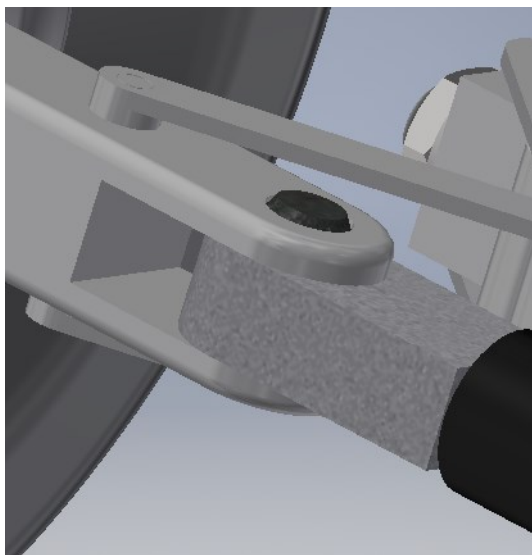
3 Konstrukce rámu, řízení, pohonu a brzdy

Po provedení všech návrhů komponent šlapací káry se zaměřuji na jejich konstrukci, kde dbám na proveditelnost, správnou funkci a bezpečnost při používání a zátěži. Stejně tak беру ohled i na výrobu, s tím souvisí volba materiálu, technologie vyrábění a náklady na výrobu. Vše pak prověřuji výpočty.

3.1 Konstrukce rámu

Při výběru materiálu jsem se zaměřil vzhledem k trubkovému návrhu na možnost ohybu trubek. Proto jsem zvolil trubkový průřez 48,3x5 jakosti S355J2. Je to využívaný profil a tloušťka trubky 5 mm zajišťuje dobrou pevnost. Rám se skládá z celkem 16 kusů těchto trubek, na výkrese pojmenovaných Trubka 1-16 (viz. Příloha C, Sestavný výkres: Rám). Pro ohýbání trubek pro rám je možno využít 3D CNC ohýbačky trubek. Přední část kostry rámu (Trubka 1) je pro nasunutí zadní části vyfrézována vně na obou koncích o tloušťku 2,5 mm a pro šrouby M20x75, DIN 931 vyvrtány díry průměru 21 mm. Zadní část kostry rámu (Trubka 11) je naopak opracována o 2,5 mm zevnitř.

Na přední části rámu (Trubka 1) je přivařen čtyřhran, na který je stejným způsobem navařena Trubka 2, na jejíž koncích jsou napojeny opracované hranoly, jež se napojují na kloub otáčení kol. Do díry je po nasunutí hranolů vsunut čep, který je na vrchních hranách přivařen k modulu otáčení kol (viz obr. 3.1)



3.1 - Spoj otáčení kol s rámem

Dále jsou ke kostře rámu přivařeny další trubky, které mají výřezy pro napojení ke kostře rámu. Jedna trubka (Trubka 9) je příčná pro zpevnění kostry, další (Trubka 3,4) jsou vedeny nahoru pro navaření zábradlí, které se skládá ze dvou svarem spojených ohýbaných trubek (Trubka 5,6). Stejně jsou napojeny i trubky (Trubka 7,8), které drží jákl 60x60x3, jenž slouží pro uchycení sedátek. Sedátka jsou sešroubována ke konzoli, která

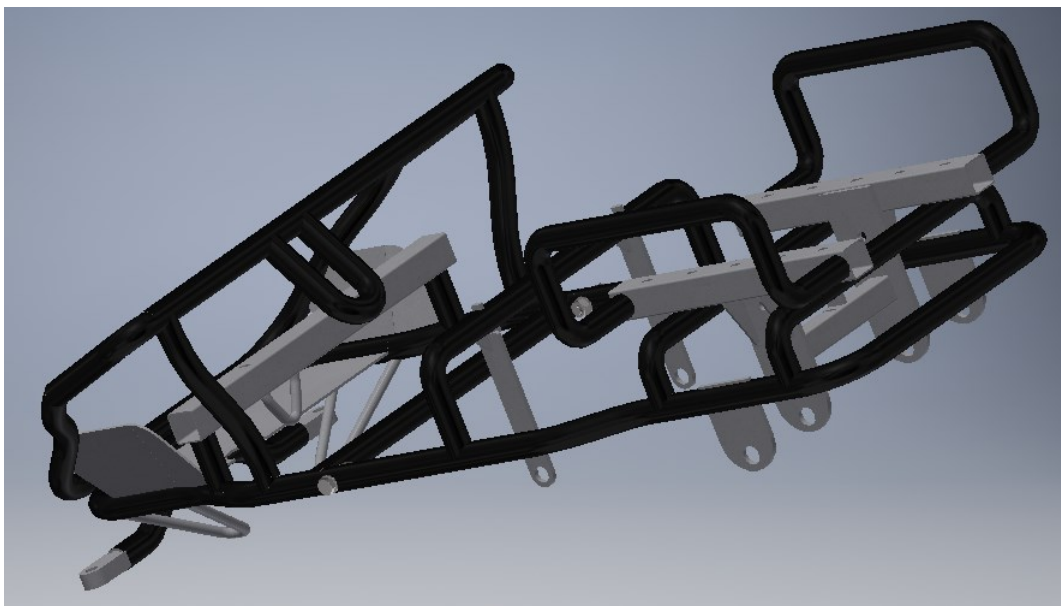
se vsunuje do drážek v jáklu. Mezi trubkami jsou navařeny plechy na opření nohou. Pro uchycení uložení řízení jsou zespodu k přední kostře rámu navařeny ohnuté kulatiny, stejně jako zespodu jáklu, a pro uložení řídicí tyče je určena ohnutá Trubka 10, přivařena k horní příčné části zábradlí.

Zadní část rámu (Trubka 11) má jednu příčnou ohýbanou trubku (Trubka 12) navařenou shora a ta drží plechy tloušťky 10 mm, ve kterých je díra pro ložisko k hnací hřídeli. Plechy jsou z horní části opracovány tak, že jsou vsunuty do trubky drážkou a navrchu ještě přivařeny, ze spodu trubky jsou zpevněny žebry a podélně jsou vyztužené dalšími plechovými výpalky.

Na užší části zadní kostry rámu jsou shodně navařeny dvě příčné trubky (Trubka 13, 14) taktéž shora a na nich jsou podélně přivařeny jákly 60x60x3. Tyto jákly mají více drážek pro možnost umístění polohy sedátek. Z boku jsou na ně navařeny ohýbané trubky (Trubka 15, 16) – zábradlí. Z vnitřní strany jsou na jákly přivařeny plechy s dírami pro ložiska a uložení pákové brzdy hnané hřídele. Tyto plechy jsou také zpevněny žebry. Pro uchycení zadní hnané hřídele jsou ještě přivařeny zespodu trubky zadní kostry rámu (Trubka 11) další plechy s dírou pro ložiska.

Uprostřed je pak mezi plechy navařen jákl 50x50x3, sloužící k uložení pákové brzdy a brzdící drážky.

Z důvodu pevnosti svarových spojů jsem volil pro celý rámový svařenec svar s výškou 6 mm s výjimkou spojení předních trubek zábradlí, ty jsou na sebe napojeny provařením skrz.

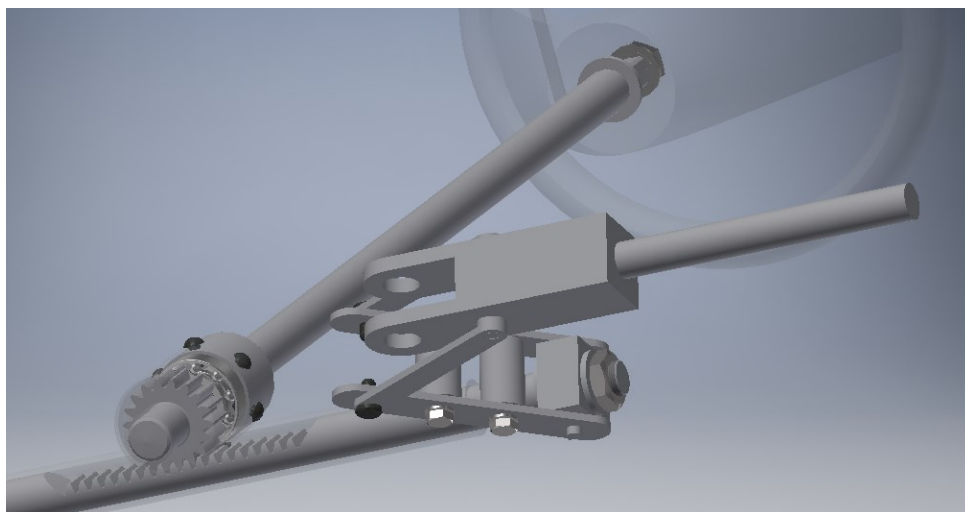


Obrázek 3.2 - Model rámu

Všechny trubky rámu jsou natřeny vrchním nátěrem černou barvou.

3.2 Konstrukce hřebenového řízení

Hlavními částmi hřebenového řízení jsou řídicí hřídel s ozubeným pastorkem a hřebenová hřídel. Na hřídeli s pastorkem je pro tlumení rázů v uložení kuličkové ložisko mezi dvěma pojistnými kroužky. Pro ozubení hřebenu jsem volil modul 3. Poté jsem na základě hřebenu vytvořil pastorek v aplikaci Inventor a náčrt zubu jsem vyexportoval pro vytvoření hřídele s pastorkem. Dále bylo třeba správně nadimenzovat otáčivý a posuvný pohyb obou hřídelí. Meze posouvání hřebenové hřídele jsem vyřešil uložení per v drážce trubkovém uložení, přičemž se dá ve výsledku otáčet v maximálním úhlu 200° , resp. 100° do obou stran. Otáčení kol vedu skrze řídicí packy – plechy, které jsou na krajích hřídele kloubově uchyceny na řídicí hranol, který je na koncích hřídele připojen a přitlačen maticí metrického závitu. Tyto packy jsou šroubem spojeny distančními válečky se závitem uvnitř na krajích těchto pacek jsou kloubově skrze čep napojeny páčky řízení, které vedou k otáčení kol. Klouby otáčení kol, na něž jsou použity čepy, jsem staticky upevnil pro vzdálenost, na kterou se váže rám. Volant je napojen k otáčení hřídele pastorku prostřednictvím řídicí trubky, která je na hřídel napojena kolíkem, jež brání posunu v axiálním směru. Na druhém konci u volantu z trubky řízení vychází kulatina, která je opracována na čtvercový profil pro zasunutí volantu s vyřezaným závitem na konci pro upevnění maticí s podložkou. Uložení řídicí tyče je navařeno k rámu a s uložení hřebenové hřídele jsou spojeny na válcové ploše čepy.

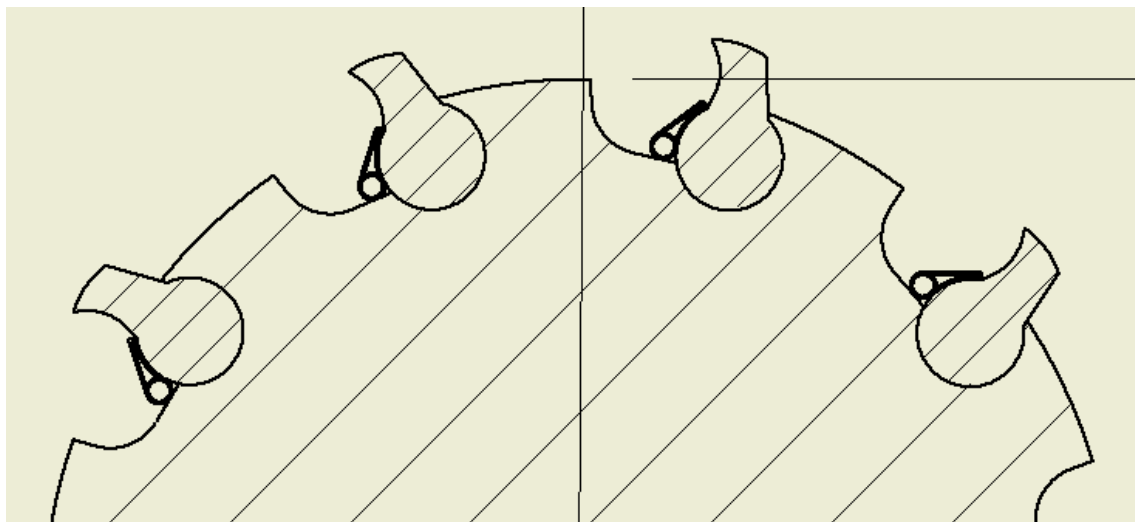


3.3 - Ukázka z konstrukce modelu hřebenového řízení

Výsledné otáčení kol v 35° úhlu je provedeno měřením a výpočty postupného otáčení celého řídicího mechanismu. Také je zkontrolováno, aby nedošlo v mezích otáčení ke kolizi konstrukce řízení s kolem (viz. Příloha D, Sestavný výkres: Hřebenové řízení).

3.3 Konstrukce pohonu

Z návrhu jsem vygeneroval v Inventoru dva stejné řetězové pohony se zachováním navrhovaných počtu zubů a poměru obou ozubených kol. Následně jsem nadimenzoval rozměry osové vzdálenosti vůči hnací a hnané hřídeli. Menší ozubené kolo je hnací a zároveň zastává funkci volnoběhu. Uvnitř kola jsou místo drážky pro pero vyfrézovány vroubky. Uprostřed hnací hřídele jsou vyrobeny v šířce tloušťky kola drážky, do kterých se zasunou malé válečky se zoubky a pružinkou tak, že se dají sklopit na průměr hřídele. (Příloha F, Výkres součásti: Hnací řetězové kolo).



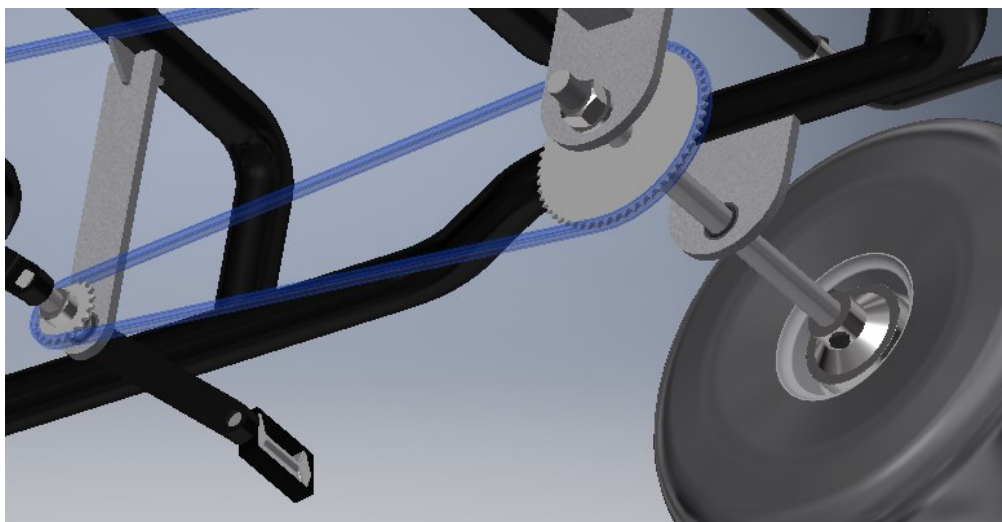
Obrázek 3.4 – Systém volnoběhu zobrazený na průřezu hřídele

Princip je takový – ozubené kolo se vroubky nasune na zoubky hřídele, přičemž je z obou stran jištěno stavěcími kroužky DIN 705. Při otáčivém pohybu hřídele vyvolaném šlapáním se zoubky zaklenou v ozubeném kole, to pohání zadní velké ozubené kolo, které je k hnané hřídeli přivařeno koutovým svarem obvodově z obou stran. Po přerušení šlapání se zoubky sklopí a hnaná hřídel se silou položených nohou na pedálech zastaví, točí se pouze ozubení a kára zůstává v pohybu.

Na obou ozubených kolech je válečkový řetěz se 163 články. Hřídele jsou uloženy v axiálních kuličkových ložiscích upevněných těsníci kroužky a zasazených v dírách plechových výpalků navařených k rámu.

Zadní kola mají pro uchycení v disku provrtané 4 díry pro protahované šrouby s vnitřním šestihranem, jež spojují kolo s přírubou, ta je nasunuta na hřídel a proti protáčení a pohybu v axiálním směru je čepem spojena s hnanou hřídelí. Na opačné straně této hřídele je vyřezán závit pro matici s podložkou proti axiálnímu posunu, který je jištěn na druhém konci podložkou v hřídeli.

Jelikož každý řetězový pohon pohání jedno kolo zvlášť, je nejlepší variantou, aby vždy šlapací káru obývaly dvě osoby u pedálů současně.



Obrázek 3.5 – Model řetězového pohonu

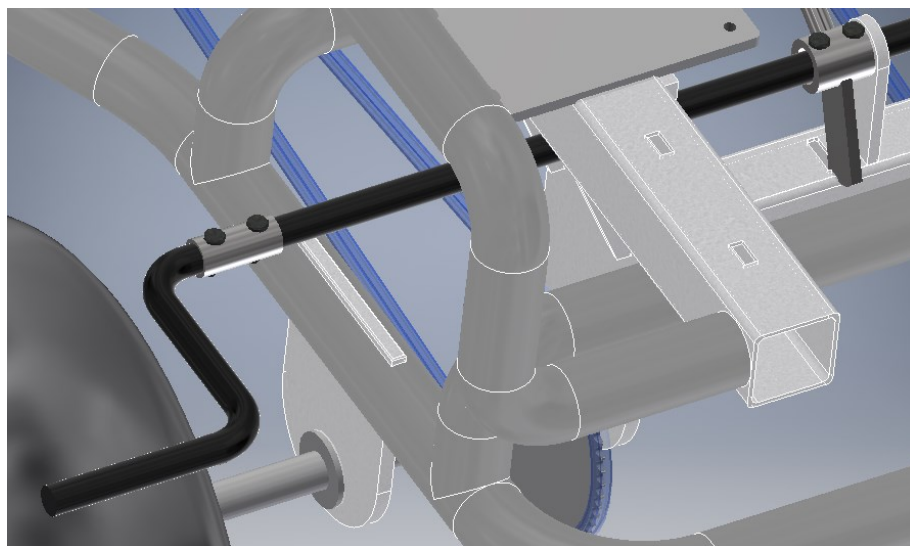
3.4 Konstrukce pákové brzdy

Hlavní část pákové brzdy tvoří kulatina průměru 20 mm z měkké oceli. Tato kulatina je vsunuta do vyvrtaných děr v plechových výpalcích přivařených k rámové konstrukci. Na obou koncích kulatiny jsou kvůli možnému rozebrání čepovým spojením napojeny skrze nátrubek dvě stejně hrubé kulatiny, které jsou po naměření ohnuté, aby způsobovaly třením o plášť kola zpomalení až zastavení pohybu šlapací káry.

Uprostřed je pak ke kulatině opět čepy připojen další nátrubek, avšak uvnitř má ovál šířky 20 mm, aby se na kulatině mohl pohybovat nahoru a dolů. Na nátrubek je přivařen plíšek, jenž se při brzdění zasouvá do drážky v rámovém jáklu a je pojištěn zoubkem, aby se dolů nepropadla brzdová páka, která je taktéž přivařena k nátrubku. Na konci páky je vsunutá gumová rukojeť.

Při úplném zapadnutí plíšku do drážky vzniká na ohnutých kulatinách s pláštěm kola největší tření, které brání pohybu. Proto plní páková brzda i funkci ruční brzdy (Příloha E, Sestavný výkres: Páková brzda).

Kulatiny pákové brzdy jsou stejně jako trubky rámu natřeny vrchním nátěrem černou barvou.



Obrázek 3.6 – Ukázka modelu pákové brzdy

4 Vstupní parametry

Pro výpočty je potřeba znát hodnoty hmotností osob za předpokladu, že řidič a spolujezdec budou dospělé osoby. Dále je nutno znát také sílu, kterou budou osoby působit na pedály – tuto sílu získám změřením a následným výpočtem. Důležité jsou i rozměry polohy těžiště.

4.1 Hmotnosti osob

Zde vycházím ze statistiky průměrné hmotnosti dospělé osoby v Evropě. Statistika je z roku 2012. Společnost BMC Public Health vycházela z údajů z roku 2005 a jedná o kombinovanou statistiku pro muže i ženy a tou je průměrná hmotnost 70,8 kg. [8]

V případě obsazení předních sedadel dětmi jsem vycházel ze statistik průměrné hmotnosti dětí ve věku 5-10 let. Jelikož se v tomto rozmezí věku moc nelišila hmotnost dívek od chlapců, беру tedy v potaz pouze chlapce.

Tabulka 4.1 Statistika průměrné hmotností dětí [9]

5 let	18,4 kg
6 let	20,6 kg
7 let	22,9 kg
8 let	25,6 kg
9 let	28,6 kg
10 let	32 kg

Průměrná hmotnost dětí ve věku 5-10 let je tedy 24,7 kg.

4.2 Síla působící na pedál

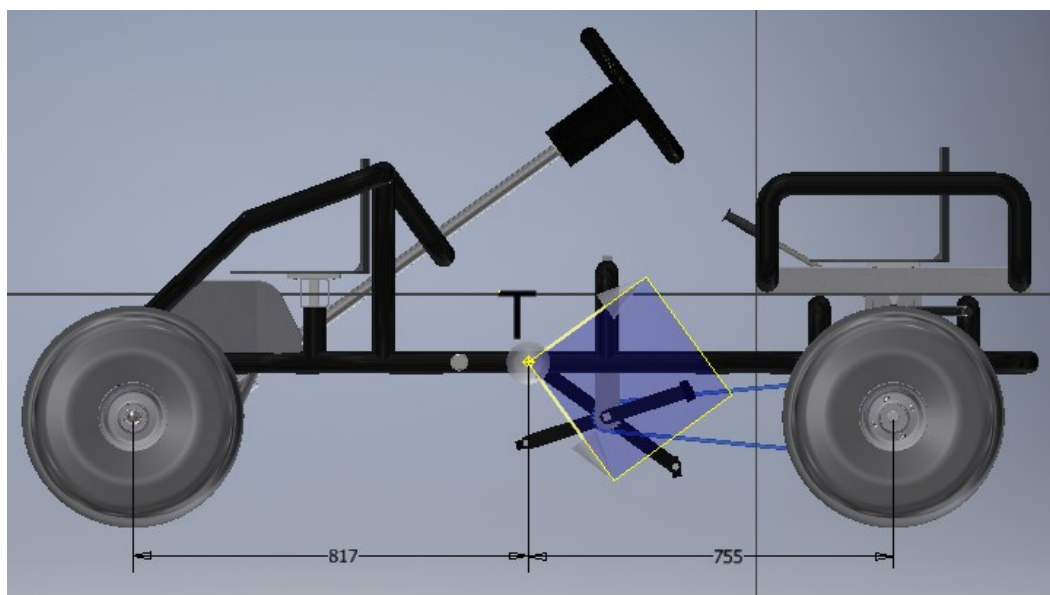
Pro zjištění této síly jsem provedl měření – na osobní váhu jsem zapřením nohou působil silou, jakou bych působil na pedál. Při více násobných pokusech váha ukazovala hmotnost v průměru 30 kg (F_n).

Sílu tedy získám výpočtem:

$$F_v = F_n \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3N \quad (3.1)$$

Budu počítat se vstupní silou $F_v = 300$ N.

4.3 Poloha těžiště



Obrázek 4.1 - poloha těžiště

Polohu těžiště jsem zjistil a okótoval v modelu sestavy šlapací káry v aplikaci Autodesk Inventor. Pozici těžiště jsem kótoval k osám kol, jelikož na nich je kára postavena. Přední část od těžiště zahrnuje tedy 52 % zátěže, zadní 48 %.

4.4 Maximální rychlost

Při velikosti a hmotnosti šlapací káry poháněné mechanickým šlapáním u pohybu po rovinné ploše nebude rychlost vysoká. Také vzhledem k uvážení, že se s károu bude jezdit pouze po hotelových resortech či zámeckých parcích, není pro bezpečnost dobré vyvíjet velké rychlosti. Proto budu počítat s maximální rychlostí $v_{max} = 20$ km/h což je 5,56 m/s, z toho zjistím také maximální otáčky kola káry $n_{max} = 232,5$ min⁻¹.

5 Nakupované komponenty

Pro šlapací káru je potřeba nakoupit ke kompletní montáži několik součástí. Vybíral jsem úsporně vzhledem k ceně, ale nezanedbal jsem i při výběru kvality.

5.1 Pedálová klika SR SUNTOUR

Hliníková klika s osovou vzdáleností 175 mm. Hmotnost je cca 1 kg. Cena se pohybuje na 151 Kč. [20]



Obrázek 5.1 - pedálová klika SR SUNTOUR [20]

5.2 Pedály Force F 910

Tyto pedály disponují kvalitními kuličkovými ložisky. Materiál klece je ze železa a kostra z hliníku. Hmotnost jednoho pedálu je 447 g. Cena jednoho pedálu je 179 Kč. [19]



Obrázek 5.2 - Pedál Force F 910 [19]

5.3 Volant

Tento volant je určen převážně pro zahradní traktory, je však svými rozměry i cenou ideální i pro navrhovanou káru. Průměr držadla je 340 mm, výška volantu je 210 mm, průměr díry 20 mm. Cena volantu je 394 Kč. [21]



Obrázek 5.3 – Volant [21]

5.4 Kolo 18X8.5X8“

Kola jsem volil hlavně z ohledu na nosnost, jelikož musejí unést nosnost 4 osob + samotnou váhu káry. To se odráží i na ceně. Nosnost jednoho kola je 250 kg, všechny čtyři unesou tedy maximálně jednu tunu. Rozměry kola: Průměr 460 mm, šířka 215 mm, průměr díry v ložisku 25 mm. Cena jednoho kola je 2456 Kč. Pro uchycení k přírubě se v zadních kolech provrtají díry v disku. [22]



Obrázek 5.4 – Kolo 18X8.5X8“ [22]

5.5 Plastic seat

Sedačky jsem volil z plastu v černém provedení s opěradlem. Sedačky se montují k rámu, k jáklu – našroubují se ke konzoli, která se zasunuje do jáklu. Zadní sedačky se dají namontovat na více pozicích v podélném směru. Rozměry sedačky: Šířka 345 mm, délka sedadla 275 mm, výška opěradla 250 mm. Cena je přibližně 208 Kč za kus. [23]



Obrázek 5.5 – sedačka Plastic Seat [23]

5.6 Další nakupované součástky

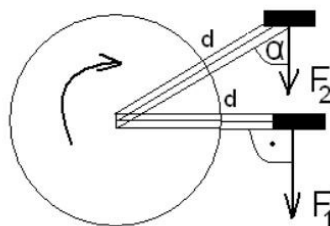
K montáži jsou potřeba spojovací materiály, jako čepy, šrouby, podložky a matice, stejně jako pro otáčení hřídelí ložiska a těsnící kroužky. Všechny tyto součástky jsou specifikovány v kusovníku na výkresech.

6 Výpočet hlavních charakteristik

V této části se budu věnovat výpočtům hlavních charakteristik. Jedná se o výpočty pevnostních a dynamických i kinematických charakteristik. Je potřeba určit zatížení rámu, momenty při řízení a pohonu, třecí sílu brzdy a další.

6.1 Pohon káry

Při pohonu šlapací káry uvažuji, že řidič či spolujezdec budou šlapat na pedály pod různými úhly, přičemž vykonává menší práci, než kdyby šlapal pod pravým úhlem. Pro výpočet zvolím úhel $\alpha_{zs} = 60^\circ$.



Obrázek 6.1 - Moment síly pohonu [24]

Moment síly určíme vztahem [25]:

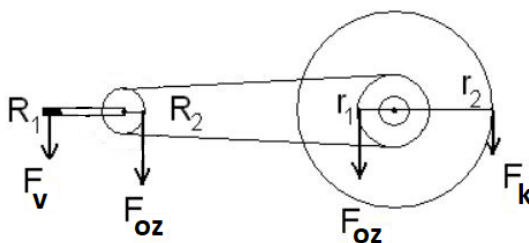
$$M_{sp} = F_v \cdot R_1 \cdot \sin(\alpha_{zs}) = 300 \cdot 0,175 \cdot \sin(60^\circ) = 45,47 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

Výpočet síly na rameno hnacího ozubeného kola, přenesené na hnané ozubené kolo přes napnutý řetěz (pomocí momentové věty) [25]:

$$F_v \cdot R_1 = F_{oz} \cdot R_2 \Rightarrow F_{oz} = \frac{F_v \cdot R_1}{R_2} = \frac{300 \cdot 0,175}{0,029} = 1810,34 \text{ N} \quad (6.2)$$

Výpočet síly působící na zadní kola:

$$F_{oz} \cdot r_1 = F_k \cdot r_2 \Rightarrow F_k = \frac{F_{oz} \cdot r_1}{r_2} = \frac{1810,34 \cdot 0,087}{0,23} = 684,72 \text{ N} \quad (6.3)$$



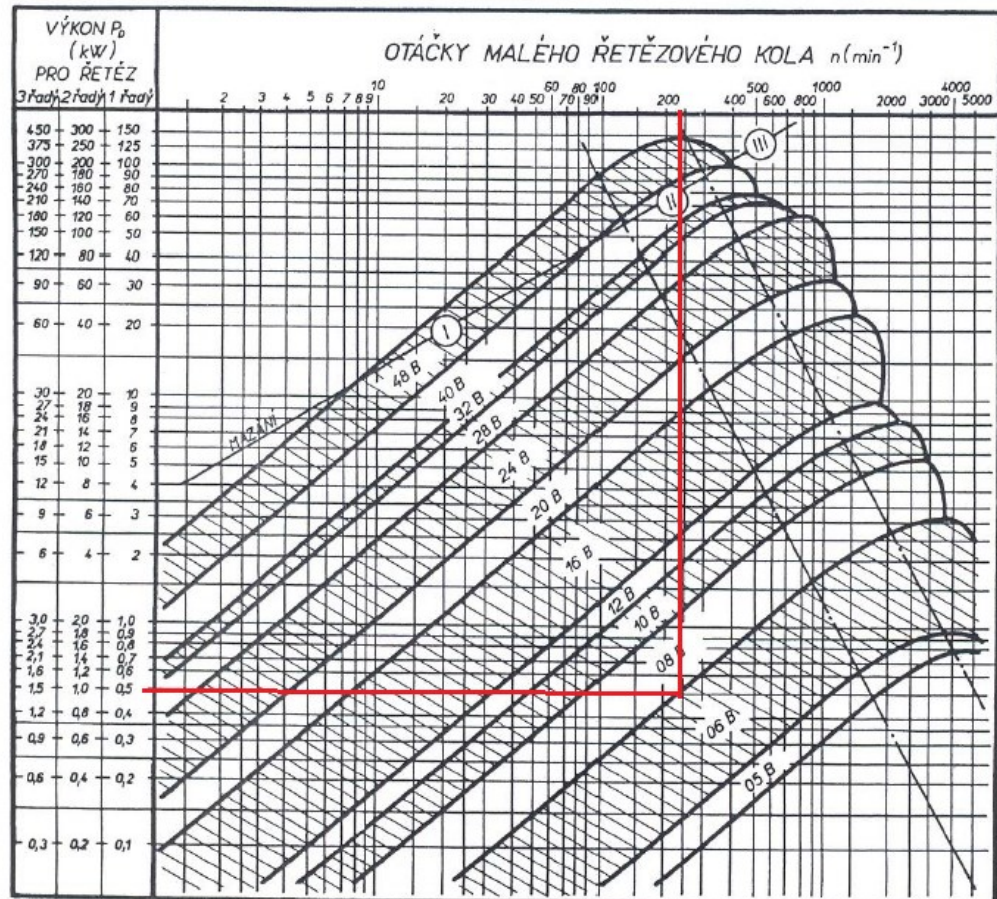
Obrázek 6.2 – Síly na ramenech [24]

Obvodovou rychlost hnacího oz. kola v_{oz} určím z otáček:

$$v_{oz} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot R_2 \cdot n_{max}}{60} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 0,029 \cdot 232,5}{60} = 0,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.4)$$

Následně vypočítám výkon vyvolaný šlapáním P_1 . Vycházím z momentu síly pohonu a úhlové rychlosti, kterou získám z obvodové rychlosti hnacího oz. kola.

$$P_1 = M_{sp} \cdot \frac{v_{max}}{R_1} = 45,47 \cdot \frac{0,71}{0,058} = 556,62 \text{ W} \quad (6.5)$$

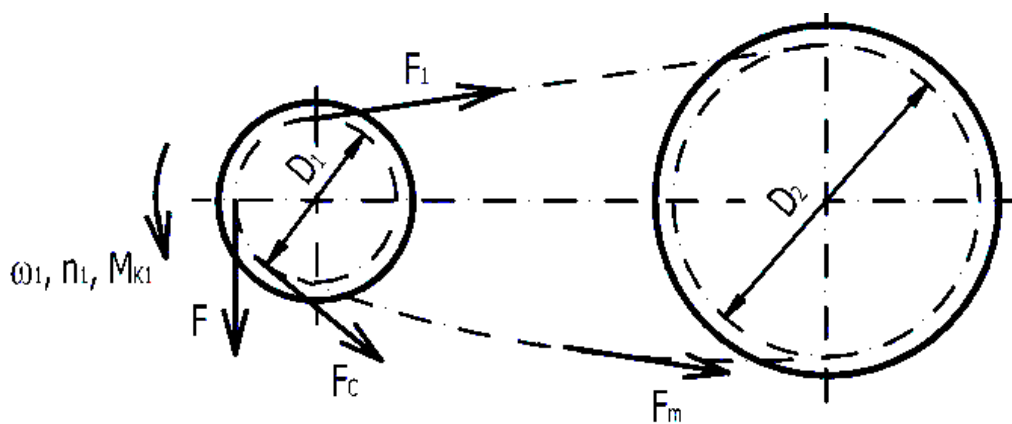


Obrázek 6.3 – Určení řetězu [16]

Pro šlapací káru tedy volím válečkový jednořadý řetěz 06 B. Parametry průměrů ozubených kol jsem zjistil z vygenerování řetězového pohonu v Inventoru, kde jsem zachoval zvolený poměr kol 1:3 a počty zubů, stejně tak osovou vzdálenost. [14]

Abych mohl zjistit statickou a dynamickou bezpečnost řetězu, musím vypočítat tahové síly (viz obr. 6.3). Obvodovou sílu F spočítám z výkonu a obvodové rychlosti hnacího oz. kola. Rázy jsou zanedbatelné.

$$F = \frac{P_1}{v_{oz}} = \frac{556,62}{0,71} = 783,97 \text{ N} \quad (6.6)$$



Obrázek 6.4 – Tahové síly v převodovém řetězu [16]

$$F_c = m_1 \cdot v_{oz}^2 = 0,41 \cdot 0,71^2 = 0,21 \text{ N} \quad (6.7)$$

Průhyb řetězu:

$$h = 0,01 \div 0,02 \cdot A = 0,015 \cdot 0,592 = 0,009 \quad (6.8)$$

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{0,41 \cdot 0,592^2}{8 \cdot 0,009} \cdot 9,81 = 19,59 \text{ N} \quad (6.9)$$

$$F_1 = F + F_c + F_m = 783,97 + 12,67 + 19,59 = 803,18 \text{ N} \quad (6.10)$$

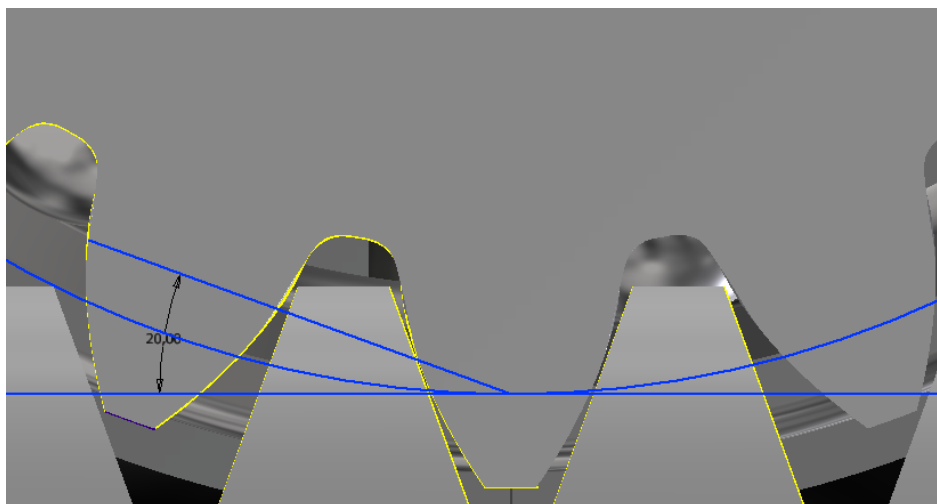
Vzhledem k tomu, že jsou rázy zanedbatelné, počítám součinitel statické bezpečnosti stejné jako dynamické.

$$k = \frac{F_{pt}}{F_1} = \frac{8900}{803,18} = 11,08 \geq 7 \quad (6.11)$$

Zvolený řetěz tedy v pohodě vyhovuje.

6.2 Řízení káry

Nejprve je třeba si určit parametry pro výpočet charakteristik přenosu sil a momentů řídící a hřebenové hřídele. Řídící hřídel obsahuje pastorek s osmnácti zuby a hřeben má také 18 zubů. Průměr roztečné kružnice pastorku $d_p = 54 \text{ mm}$, úhel sklonu zubu $\theta_z = 20^\circ$, odměřený valivý úhel záběru $\alpha_{wt} = 20^\circ$ (viz obr. 6.5). Při výpočtu soukolí pastorku s hřebenem neexistuje platná norma, proto budu počítat s hřebenem jako s velkým ozubeným kolem s tisíci zuby. [18]



Obrázek 6.5 – Odměřený valivý úhel záběru α_{wt}

Pro začátek vypočítám výkon otáčení řídicí hřídele P_w . Vycházím z potřebné síly maximálního otočení volantu 200° , což udává dráhu $s_{vo} = 0,5934$ m při čase $t_{vo} = 1$ s a otáčky za minutu $n_{vo} = 33,33 \text{ min}^{-1}$. Hmotnost přední nápravy m_p je přibližně 60 kg s průměrnou hmotností dvou dětí 49,4 kg budu počítat s hmotností $m_p = 109,4$ kg. Výkon tedy bude:

$$P_w = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot s}{t} = \frac{m \cdot a \cdot s}{t} = \frac{m \cdot \frac{v}{t} \cdot s}{t} = \frac{m_p \cdot \frac{s_{vo}}{t_{vo}^2} \cdot s_{vo}}{t_{vo}} = \frac{m_p \cdot s_{vo}^2}{t_{vo}^3} \quad (6.12)$$

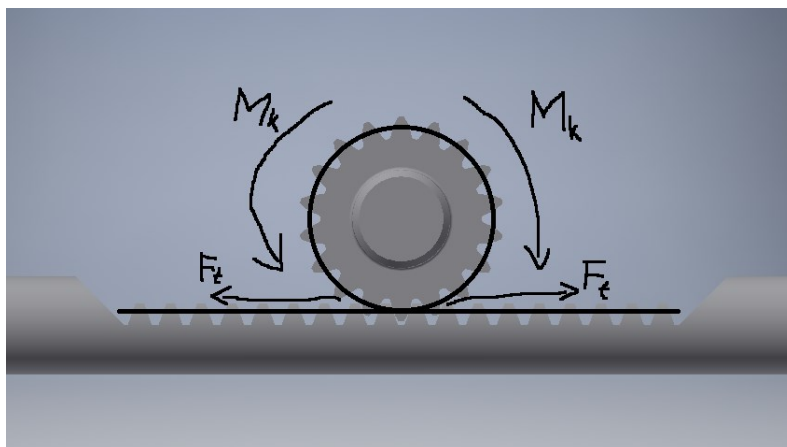
$$= \frac{109,4 \cdot 0,5934^2}{1} = 38,52 \text{ W}$$

Výpočet krouticího momentu řídicí hřídele:

$$M_k = \frac{P_w \cdot 9550}{n_{vo}} = \frac{0,0385 \cdot 9550}{33,33} = 11,03 \text{ Nm} \quad (6.13)$$

Výpočet obvodové síly řídicí hřídele:

$$F_t = \frac{M_k \cdot 2000}{d_p} = \frac{11,03 \cdot 2000}{54} = 408,57 \text{ N} \quad (6.14)$$



Obrázek 6.6 – schéma krouticího momentu a obvodové síly

Výpočet axiální síly, působící v ose hřídele (je zachycena ložiskem):

$$F_a = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta_z)}{\cos(\alpha_{wt})} = \frac{408,57 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 158,25 \text{ N} \quad (6.15)$$

Výpočet radiální síly:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wt}) = 408,57 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 148,71 \text{ N} \quad (6.16)$$

Výpočet normálové síly:

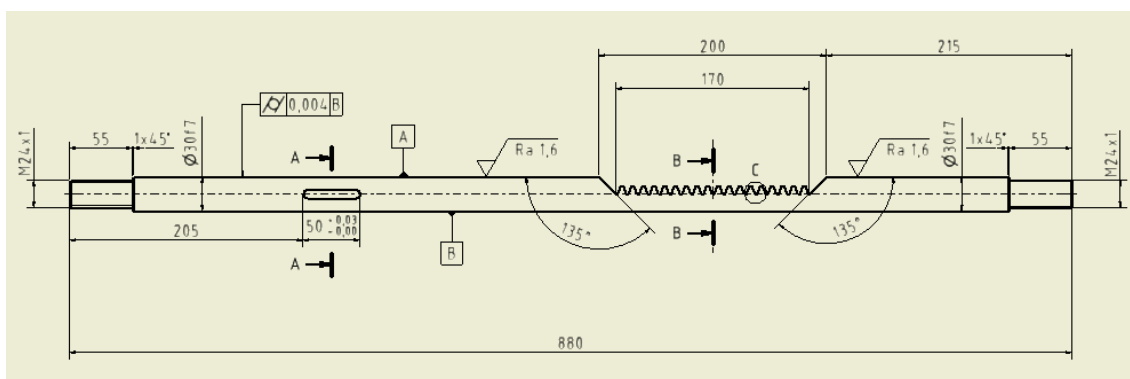
$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_a^2 + F_r^2} = \sqrt{408,57^2 + 158,25^2 + 148,71^2} = 462,7 \text{ N} \quad (6.17)$$

Výpočet ohybového momentu v patě zubu:

$$M_o = F_a \cdot \left(\frac{d_p}{2000} \right) = 158,25 \cdot \left(\frac{54}{2000} \right) = 4,27 \text{ Nm} \quad (6.18)$$

6.2.1 Návrh hřebenové hřídele

Materiál pro hřídel volím ocel 11600. Přímé ozubení je vyrobeno přesným frézováním a broušením s patou zubu v polovině průměru hřídele. Pro celkový průměr 30 mm volím toleranci s vůlí, jelikož se hřídel pohybuje pouze v axiálním směru.



Obrázek 6.7 Ukázka výkresu hřebenové hřídele

6.3 Výpočet namáhání rámu

Nejprve vypočítám maximální zatížení na přední a zadní část od těžiště. Nebudu počítat s hmotností kol, jelikož ty nesou celou zátěž. Hmotnost max. celkové zátěže tedy bude $m_{max} = 532,4 \text{ kg}$ (hmotnost káry bez kol 182,4 kg + max. nosnost 350 kg). Zatěžující síly obou částí budou následné.

Síla působící na přední část káry od těžiště:

$$F_{př} = 0,48 \cdot m_{max} \cdot g = 0,48 \cdot 532,4 \cdot 9,81 = 2507 \text{ N} \quad (6.19)$$

Síla působící na zadní část káry od těžiště:

$$F_{za} = 0,52 \cdot m_{max} \cdot g = 0,52 \cdot 532,4 \cdot 9,81 = 2716 \text{ N} \quad (6.20)$$

Jelikož je rám složený ze dvou částí spojených šrouby, tak je třeba provést výpočet pro tento šroub. Konstrukce je nepohyblivá, tudíž je šroub zatížen staticky. Jedná se o kombinaci tahu a krutu.

Volím šroub M20x75 normy DIN931 – s hladkou částí dříku, třída pevnosti 8.8, mez kluzu $Re = 640 \text{ MPa}$. Koeficient krutu šroubu $\beta = 1,3 \div 1,5 \rightarrow$ volím 1,5, součinitel statické bezpečnosti $k_s = 1,5 \div 2,5$, volím 2,5. Jelikož nezáleží tolik na síle utažení šroubu, není potřeba určovat utahovací moment. Obvodovou sílu F_{TZ} budu počítat jako maximální sílu – součet $F_{př}$ a F_{za} . [15]

Úhel stoupání závitu ψ :

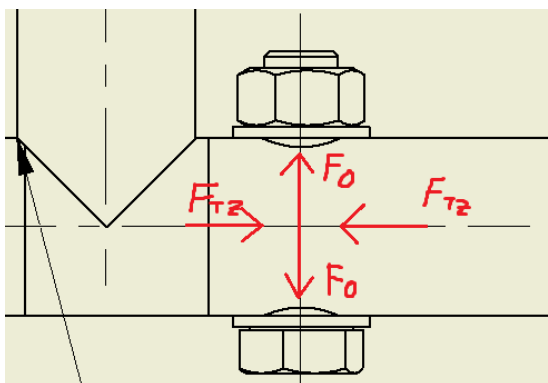
$$\psi = \arctg \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1}{\pi \cdot 19,35} = 0,94^\circ \quad (6.22)$$

Redukovaný třecí úhel závitu φ' :

$$\varphi' = \arctg \cdot \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \cdot \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,83^\circ \quad (6.23)$$

Osová síla F_o :

$$F_o = F_{TZ} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = (F_{př} + F_{za}) \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = (2507 + 2716) \cdot \operatorname{tg}(0,94 + 9,83) = 993,51 \text{ N} \quad (6.24)$$



Obrázek 6.8 – Síly šroubu

Pevnostní výpočet malého závitu d_3' :

$$d_3' = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot F_o \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,5 \cdot 993,51 \cdot 2,5}{\pi \cdot 640}} = 2,72 \text{ mm} \quad (6.21)$$

Velikost d_3 u jemného závitu M20 je 18,773 mm.

$d_3' \leq d_3 \rightarrow 2,72 \leq 18,773 \rightarrow$ zvolený závit vyhovuje.

Tabulka 6.1 – Údaje šroubu M20x75, DIN931 [17]

Normalizované velikosti metrického závitu								
d	Rozteč P	D	d ₂	d ₁	d ₃	Součinitel f _z	jakost	úhel zubu α
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[°]
20	1	20	19,35	18,917	18,773	0,15	ocel	60

Obvodový moment M_{TZ} :

$$M_{TZ} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2} = (F_{př} + F_{za}) \cdot \frac{d_2}{2} = (2507 + 2716) \cdot \frac{19,35}{2} = 50532,53 \text{ Nmm} \quad (6.25)$$

Pevnostní kontrola zvoleného závitu, výpočet normálového napětí σ_d :

$$\sigma_d = \frac{F_o \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{993,51 \cdot 4}{\pi \cdot 18,773^2} = 3,59 \text{ MPa} \quad (6.26)$$

Smykové napětí τ :

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{M_{TZ}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{50532,53}{\pi \cdot \frac{18,773^3}{16}} = 38,9 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

Guestova pevnostní hypotéza:

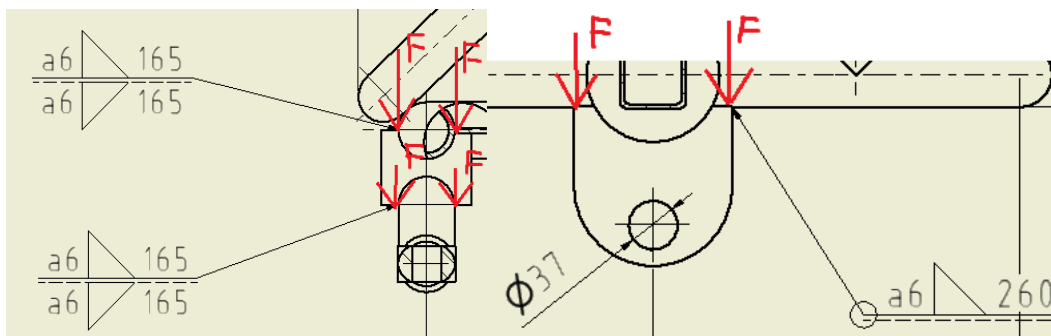
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{640}{\sqrt{3,59^2 + 4 \cdot 38,9^2}} \geq 1,5 \quad (6.28)$$

$8,22 \geq 1,5 \rightarrow$ hypotéza splněna, šroub vyhovuje

6.3.1 Výpočet svarů

Kostra rámu není spojena svarem nýbrž šroubem, k ní jsou však spojení, která jsou dosti namáhána. Na zadní části je třeba ověřit svar u krajních výpalků z plechu, ve kterých jsou uloženy hřídele kol, jelikož zde nejsou žádná žebra a jiné jištění, jako u jiných částí rámu. Stejně tak je zapotřebí ověřit pevnost svaru u přední části káry v případě nosné trubky předních kol. Meze kluzu je $Re = 355 \text{ MPa}$. Převodní součinitel pro koutový svar volím $k_3 = 1$ a statickou bezpečnost $k_s = 1,7$. [16]

V obou případech dbám hlavně na namáhání v ohybu.



Obrázek 6.9 – Svary namáhané v ohybu

Jak už je z obrázku zřejmé, volím koutové svary s výškou svaru $a = 6$ mm. U přední části svaru (levá část obr. 6.8) počítám se silou $F_{př}$ a u zadní části svaru (pravá část obr. 6.8) počítám se silou F_{za} .

Ohybové napětí prvního svaru (obr. 6.8 – vlevo):

$$\tau_{\perp 1} = \frac{M_{oFpř}}{W_{oSVx1}} = \frac{F_{př} \cdot L_{př}}{2 \cdot \frac{a \cdot l_1^2}{6}} = \frac{3 \cdot F_{př} \cdot L_{př}}{a \cdot l_1^2} = \frac{3 \cdot 2507 \cdot 817}{6 \cdot 165^2} = 37,62 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

Ohybové napětí druhého svaru (obr. 6.8 – vpravo):

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_{oFza}}{W_{oSVx2}} = \frac{F_{za} \cdot L_{za}}{2 \cdot \frac{a \cdot l_2^2}{6}} = \frac{3 \cdot F_{za} \cdot L_{za}}{a \cdot l_2^2} = \frac{3 \cdot 2716 \cdot 755}{6 \cdot 260^2} = 15,17 \text{ MPa} \quad (6.30)$$

Dovolené ohybové napětí pro koutový svar:

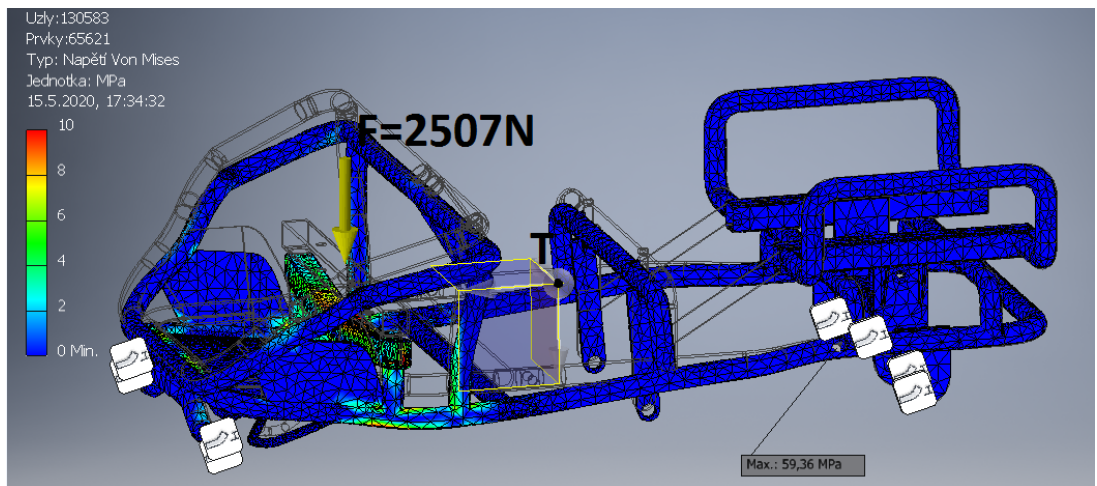
$$\tau_{\perp DSV} = k_3 \cdot \frac{Re}{k_s} = 1 \cdot \frac{355}{1,7} = 208,82 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

$37,62 \leq 208,82, 15,17 \leq 208,82 \rightarrow$ Oba svary vyhovují

Dále bych mohl počítat napětí v krutu pro svary u zadních ozubených kol, avšak vzhledem k tomu, že při volbě koutových svaru s výškou 6 mm vychází bezpečnost s celkem velkou rezervou, pokládám tyto svary za přijatelné.

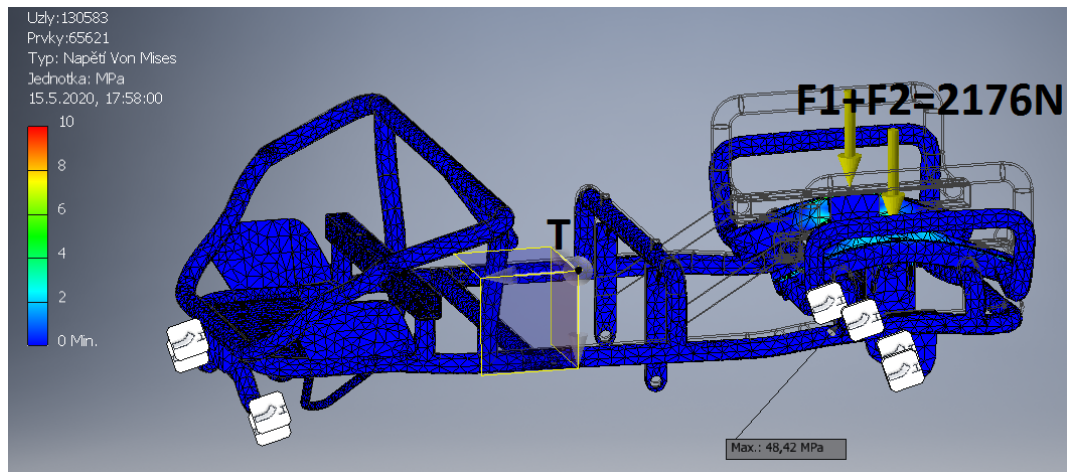
6.3.2 Statická analýza rámu

V Inventoru jsem si následně zobrazil statickou analýzu celé rámové konstrukce, kde je ukázán bod největšího napětí. To je menší než dovolené napětí (237,67 MPa). Nejprve provedu analýzu s působením síly na přední část rámu poté na zadní.



Obrázek 6.10 - Statická analýza s působením síly na přední část rámu

59,36 MPa ≤ 237,67 MPa -> vyhovuje



Obrázek 6.11 - Statická analýza s působením síly na zadní část rámu

48,42 MPa ≤ 237,67 MPa -> vyhovuje

6.4 Výpočet brzdy

V této části kapitoly budu počítat dva druhy brzdných sil. První je brzdná síla způsobující zpomalování až ustání pohybu při dynamickém tření brzdného tělesa, v tomto případě ocelové kulatiny s koženým pláštěm kola. V druhém případě je brzdná síla statického tření, bránící tvorbě pohybu. Dynamický součinitel smykového tření pro gumu na kov je $f_d = 0,5$ a statický součinitel $f_s = 1$. [26]

Pro výpočet brzdné síly F_b k zpomalení a ustálení pohybu počítám se zastavením z maximální rychlosti za čas $t_z = 3$ s. [27]

$$F_b = f_d \cdot m_{max} \cdot \frac{v_{max}}{t_z} = 0,5 \cdot 532,4 \cdot \frac{5,56}{3} = 493,36 \text{ N} \quad (6.32)$$

To znamená, že je potřeba vynaložit sílu páky na brzdě 493,36 N, aby došlo k zastavení z max. rychlosti 5,56 ms⁻¹ za 3 sekundy.

Pro výpočet zajišťující síly F_z počítám s nejvyšším úhlem nakloněné vozovky $\gamma = 10^\circ$ [27]:

$$F_z = f_s \cdot m_{max} \cdot g \cdot \sin\gamma = 1 \cdot 532,4 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ = 906,26 \text{ N} \quad (6.33)$$

Tato síla je zajištěna zapadnutým plíškem do drážky, takže pákou brzda způsobuje největší tření, udržující káru v klidu.

Úhel naklonění vozovky 10 ° jsem zvolil pro představu, jelikož vzhledem k účelu využití káry je zcela nepravděpodobné, že se bude vůbec pohybovat po takto nakloněné rovině.

7 Technická zpráva

Vzhledem k provedeným výpočtům a na základě výkresové dokumentace navrhnutých mechanismů a vybraných částí mé šlapací káry chci zhodnotit a popsat v technické zprávě jejich funkce a fungování, stejně jako shrnutí popisu konstrukce a použitého materiálu.

7.1 Funkce rámu

Rám zastává statickou funkci, nese uložení všech ostatních komponent a stejně tak musí unést 4 osoby. Konstrukce je tedy nepohyblivá. Celistvý rám je složený ze dvou částí přední a zadní. Přibližně uprostřed jsou tyto části spojeny vysoce pevnostními šrouby. Na přední části rámu je uchycený svarovým spojením mechanismus řízení s předními koly, která jsou stejná jako zadní. Na čtvercovém jáklu, který je také připojený svarem ke konstrukci rámu jsou vsunuty plechové konzolky, jež šroubovým spojením drží přední sedátka.

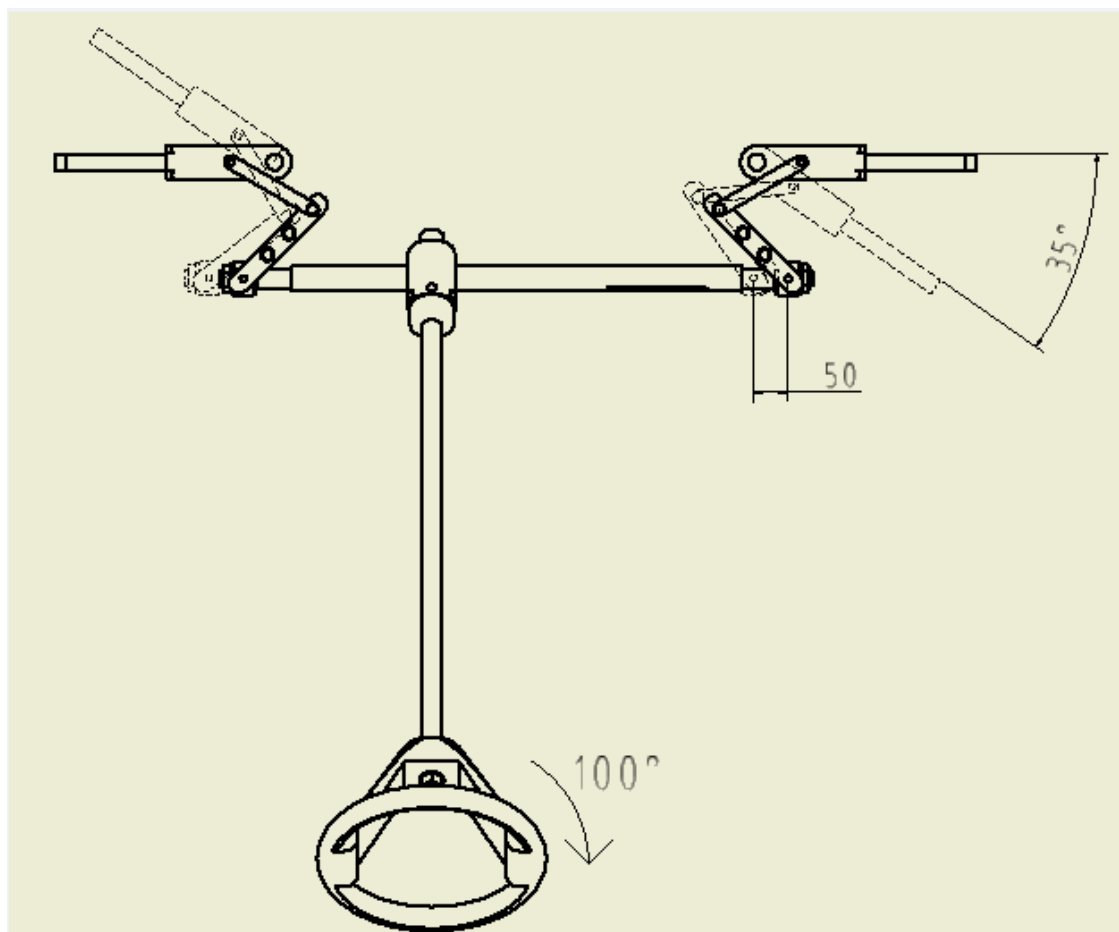
Na zadní části jsou svarovým spojením uchyceny plechové výpalky, které nesou pohonný mechanismus. Také jsou zde navařeny 2 podélné čtvercové jákly k příčným trubkám vycházejících z kostry rámu. Na těchto jáklech jsou stejně jako u přední části rámu vsunuty konzolky, které nesou sedátka, avšak zde je možnost nastavitelnosti polohy konzole v podélném směru.

Pro celý rám je použit materiál jakosti S355J2, tzn. mez kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$.

7.2 Funkce a fungování řízení

Mechanismus hřebenového řízení, které konstruuji, má za funkci snadné otáčení kol při menším vynaložení síly pootočení volantu. Jedná se tedy o kinematicky namáhanou část šlapací káry, kdy dochází k přenosu rotačního pohybu na lineární. Princip fungování

kinematiky řízení je takový: Při točení volantu se přenáší otáčivý pohyb pastorku na posuvný pohyb hřebenové hřídele, na jejíž koncích jsou kupevněným hranolům kloubově přichyceny řídicí packy, spojené distančně válečky se závitem. Tyto packy se vlivem posunu sklápějí z výchozí polohy a tím způsobují dále otáčení kloubovým mechanismem skrze čepy napojené páčky, které již otáčí samotné uložení pro kola. (viz obrázek 7.1).



Obrázek 7.1 – Kinematika řízení

Otáčení kol je redukováno mezemi v posunu na hřebenové hřídeli perem, které je z obou stran hřídele uloženo v posuvné drážce v podélné délce posouvání 50 mm na každé straně. Tohle umožňuje otáčení volantu v maximálním úhlu 100° na každou stranu, přičemž kola se otáčí na obě strany nanejvýš o 35°.

7.3 Funkce pohonu

Dvojitý řetězový pohon zastává funkci pohybu šlapací káry směrem vpřed. Vzhledem k tomu, že kára koná pohyb hlavně po rovinné ploše s minimem stoupání či klesání je pohon dynamicky namáhán hlavně vlastní tíhou káry a osob, to znamená maximální zátěž přibližně 532,4 kg (182,4 kg - hmotnost káry bez kol, 350 kg - max. nosnost). Tato tíha má za důsledek menší zrychlení i zpomalení.

Při převodovém poměru 1:3 je dáno, že menší ozubené kolo vykoná třikrát větší počet otáček než větší velké ozubené kolo. V důsledku je umožněn snadnější záběr při šlapání a při tom přimět káru nevyprodukovat moc velkou rychlost i za nejrychlejšího možného šlapání.

U souběžného šlapání dvou osob se dvojnásobně snižuje námaha vyprodukovaná k rozjetí a pohybu káry. V případě, že jedna osoba přestane šlapat, díky volnoběhu může mít nohy nadále na pedálech, aniž by brzdila pohyb, či nějak ztěžovala šlapání druhé osobě.

7.4 Funkce pákové brzdy

Primárně brzda zastává funkci zpomalování šlapací káry třením oblého tělesa v podobě kruhové tyče o plášť zadního kola. Tyč je z oceli, má tedy menší drsnost než gumový povrch pláště. Za předpokladu, že je pneumatika pláště správně natlakovaná, způsobuje tyč jen zanedbatelné promáčknutí a vlivem velkého tření zpomaluje. V bodě, kdy dojde k zastavení a možnost opustit káru i v mírně nakloněné rovině zastává brzda funkci ruční brzdy, kdy brání pohybu rozjetí v okamžiku největšího tření tyče o plášť, tehdy je plíšek jištění brzdy plně vsazen do drážky v jáklovém příčnicku.

8 Závěr

Na závěr bych rád zhodnotil svoji práci. Myslím, že jsem dospěl ke splnění požadavků v zadání. Nejvíce práce i času dalo zabrat samotné plánování a vymýšlení jednotlivých úseků řešení při návrhu a konstruování šlapací káry a jejich navrhovaných komponent a mechanismů. V celém průběhu práce jsem se snažil dbát na správnost provedení, abych minimalizoval možnost, že by se musely některé úseky přepracovávat. Tomu jsem se i tak nevyhnul, ale po následných výpočtech jsem byl spokojen s výsledky. V důležitých částech měla výsledná bezpečnost větší rezervu. To bylo dáno i tím, že jsem se snažil mnoha kritickým bodům při konstrukci předejít.

Snažil jsem se v jednotlivých úsecích práce postupovat systematicky. Měl jsem jasnou představu, jak bude vypadat postup od samého začátku. Tedy provést průzkum trhu a poté se již zabývat výběrem jednotlivých variant z navrhovaných částí. Na základě výběru jsem zpracoval koncepty těchto návrhů, ze kterých se odvíjela jejich konstrukce. Poté jsem přidal nakupované komponenty. Dále jsem se věnoval výpočtům hlavních charakteristik, ve kterých jsem vycházel ze vstupních parametrů. Výpočty jsem prověřoval hlavně bezpečnost, stejně tak i statickou analýzou. Na konci shrnuji tyto zkonstruované části v technické zprávě.

Se svou prací jsem celkově spokojený a myslím si, že tento můj návrh šlapací káry by neměl problém obstát na dnešním trhu.

9 Literatura

- [1] *Bopster* [online]. [cit. 2019-11-05]. Dostupné z: <https://bopster.eu/pedal-go-kart-with-inflatable-wheels-5-8-years-red>
- [2] *Bergtoys* [online]. [cit.2019-11-06]. Dostupné z: <https://www.bergtoys.com/uk/berg-go-blue>
- [3] *Bergtoys* [online]. [cit.2019-11-06]. Dostupné z: <https://www.bergtoys.com/uk/jeep-buzzy-sahara>
- [4] *Bergtoys* [online]. [cit.2019-11-06]. Dostupné z: <https://www.bergtoys.com/uk/berg-duo-chopper>
- [5] *The classic pedal cart company* [online]. [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: <http://theclassicpedalcarcompany.co.uk/>
- [6] *ELUC* [online]. [cit-2019-11-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1491>
- [7] *Řízení automobilu* [online]. [cit-2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SIV/%C5%98%C3%ADzen%C3%A0D%20automobilu-UT.pdf>
- [8] *Health line* [online]. [cit-2019-11-13]. Dostupné z: <https://www.healthline.com/health/mens-health/average-weight-for-men>
- [9] *Disabled world* [online]. [cit-2019-11-13]. Dostupné z: <https://www.disabled-world.com/calculators-charts/height-weight.php>
- [10] *Nosné prvky podvozku_druhý rámů* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: https://www.skola-auto.cz/wpcontent/uploads/2019/10/Nosne_prvky_podvozku-druhý_ramu.pdf
- [11] *Kony Engineering* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://www.kony-engineering.com/produkty/v2/>
- [12] *Velomobile Projects* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://pekcafe.wordpress.com/>
- [13] *Rámy automobilů* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SIV/R%C3%A1my%20automobilu-UT.pdf>
- [14] *ČZ Chains* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [15] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.

- [16] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [17] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [18] *Evolventní ozubení - teorie* [online]. [cit. 2020-03-10]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear_theory_txt.htm
- [19] *Alza sport* [online]. [cit. 2019-12-05]. Dostupné z: <https://www.alza.cz/sport/force-f-910-cerno-stibrne-d4350188.htm?o=3>
- [20] *Hup na kolo* [online]. [cit. 2019-12-05]. Dostupné z: <https://www.hupnakolo.cz/sr-suntour-klika-leva-175-mm-suntour-duro-baz-6-hran-cerna>
- [21] *Kardanka* [online]. [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/volant-pro-zahradni-traktor-340mm-20027.html?gclid=EAIaIQobChMI46HI0MjV6AIVDbDtCh2oZgiFEAQYAIAiABEgLS34D BwE#propertiesTab>
- [22] *Kardanka* [online]. [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/kolo-18x8-50x8-22926.html#description>
- [23] *Aliexpress* [online]. [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: https://es.aliexpress.com/item/4000792063356.html?spm=a2g0o.productlist.0.0.50342612Doh7ak&algo_pvid=9f63be32-7baa-4454-822e-688037d3c759&algo_expid=9f63be32-7baa-4454-822e-688037d3c759-31&btsid=0ab6fb8315893688523997091ea1e3&ws_ab_test=searchweb0_0,searchweb201602_,searchweb201603
- [24] *Jízdní kolo ve výuce fyziky* [online]. [cit. 2019-12-13]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/ooytg/Jizdni_kolo_ve_vyuce_fyziky.pdf
- [25] *Encyklopedie fyziky* [online]. [cit. 2019-12-13]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/84-moment-sily-vzhledem-k-ose-otaceni>
- [26] *Tribology* [online]. [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <https://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm?fbclid=IwAR08vf1Vx1d7gyE6wDNS-gqT3GTAo7dhpryt0s7fyNHWYZwDUFL1vW4BLzU>
- [27] *Fyzika 007* [online]. [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <https://sites.google.com/site/fyzika007/mechanika/posuvny-pohyb-telesa-po-vodorovne-a-naklonene-rovine>

10 Seznam příloh

NÁZEV	OZNAČENÍ
3D Model: Šlapací kára	Příloha A
Sestavný výkres: Šlapací kára	Příloha B
Sestavný výkres: Rám	Příloha C
Sestavný výkres: Hřebenové řízení	Příloha D
Sestavný výkres: Páková brzda	Příloha E
Výkres součásti: Hnací řetězové kolo	Příloha F
Výrobní výkres: Hřebenová hřídel	Příloha G